
Фізико-технічні проблеми транспорту та зберігання енергоносіїв

УДК 622.691

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ ЗВАРНИХ КОМБІНОВАНИХ БАЛОНІВ

О.М. Мандрик

ІФНТУНГ, 76019, м.Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727186,
e-mail: ief@nuing.edu.ua

Розглядається технологія виготовлення легких та надійних в експлуатації зварних комбінованих балонів, в яких для зменшення їх маси використано високоміцні сталі та композиційні матеріали, що дасть змогу збільшити об'єм транспортованого газу та підвищити еколого-техногенну безпеку експлуатації газозовів. Проведено розрахунки балону на міцність при статичних навантаженнях, на циклічну довговічність, допустимого числа циклів навантажень циліндричної частини балону і товщин стінок металевої та склопластикової оболонок.

Встановлено, що умови міцності при циклічних навантаженнях металопластикового балону на встановлений термін експлуатації 15 років виконані. Довговічність конструкції металопластикових балонів складає не менше 25 років, що відповідає термінам експлуатації сучасних суден-контейнеровозів, а показники масової досконалості балонів дають змогу збільшити об'єми вантажної системи газозовів та підвищити їх ефективність і екологічну безпеку.

Ключові слова: комбіновані балони, безпека, міцність, довговічність.

Рассматривается технология изготовления легких и надежных в эксплуатации сварных комбинированных баллонов, в которых для уменьшения их массы использованы высокопрочные стали и композиционные материалы, что позволит увеличить объем транспортируемого газа и повысит эколого-техногенной безопасности эксплуатации газозовов. Проведены расчеты баллона на прочность при статических нагрузках, на циклическую долговечность, допустимого числа циклов нагрузок цилиндрической части баллона и толщины стенок металлической и стеклопластиковой оболочек.

Установлено, что условия прочности при циклических нагрузках металопластикового баллона на установленный срок эксплуатации 15 лет выполнены. Долговечность конструкции металопластиковых баллонов составляет не менее 25 лет, что соответствует срокам эксплуатации современных судов-контейнеровозов, а показатели массового совершенства баллонов позволяют увеличить объемы грузовой системы газозовов и повысить их эффективность и экологическую безопасность.

Ключевые слова: комбинированные баллоны, безопасность, прочность, долговечность.

The article deals with the technology of producing light and reliable in operation welded combined cylinders in which, for decreasing their weight, high-strength steel and composite materials were used, that will enable the increase the volume of transported gas and improve environmental and technogenic safety of gas carriers maintenance. The calculations of cylinder strength under static loads, the cycle life, the allowable number of load cycles for cylindrical section of the cylinder and walls thickness of metal and fiberglass shells were carried out.

It has been set that the strength conditions under the cyclic load of metal and plastic cylinder for the given service life of 15 years were met. The durability of metal and plastic cylinder structure is at least 25 years which corresponds with the service life of modern container ships, and the indicators of cylinders mass perfectness provides the possibility to increase the capacity of gas carriers' cargo system and to enhance their efficiency and environmental safety.

Key words: combined cylinders, safety, strength, durability.

Таблиця 1 – Відносний вміст шкідливих речовин в продуктах згоряння різних енергоносіїв

Тип палива	CO ₂	CxNy	NOx	Сажа	PbO ₂	Бензаперен
Бензин	100	100	100	0	100	100
Бензин + каталізатор	25-30	10	25	0	0	50
Дизпаливо	10	10	50-80	100	0	50
Дизпаливо + природний газ	8-10	8-10	50-70	20-40	0	30-40
Пропан	10-20	50-70	30-80	0	0	3-10
Природний газ	5-10	1-10	25-50	0	0	3-10

Вступ. Природний газ на даний час є чи не найбільш поширеним та екологічно досить безпечним енергоносієм. Його прогнозовані запаси, енергетичні та екологічні характеристики забезпечать йому домінування в паливно-енергетичному комплексі протягом щонайменше одного століття [1]. Застосований як паливо у двигунах внутрішнього згоряння, які є одним з найбільших забруднювачів довкілля [2], природний газ порівняно з іншими видами пального утворює в 5-10 разів менше окису вуглецю, в 3 рази ароматичних вуглеводнів, в 1,5-2,5 рази оксидів азоту, що має велике значення стосовно впливу на навколишнє середовище (табл.1) [2]. Крім того, за даними Кіотського протоколу більше 30 % емісії вуглекислого газу відбувається саме внаслідок роботи двигунів внутрішнього згоряння. Спеціалісти підрахували, що тільки природоохоронні та оздоровчі заходи потребують фінансування в обсязі понад 4 млрд дол. США.

Аналіз стану досліджень. Як відомо, балони високого тиску є досить надійним засобом для завантаження та зберігання природного газу під тиском. Ще в 1960-х роках XX століття в США була здійснена спроба реалізувати ідею транспортування газу в такому стані через Атлантичний океан, використовуючи безшовні суцільнометалеві балони. Проте спроба виявилась дочасною через вагу балонів великої місткості, що обмежувало дедвейт корабля-газовоза. Тому витрачене паливо за енергетичними показниками перевершувало доставлений ресурс.

Зараз ситуація змінилась. Набутий досвід будівництва і експлуатації газопроводів із зварних труб великих діаметрів, новітні розробки в галузі комбінованих конструкцій, а також досягнення в справі газифікації автотранспорту створюють необхідні умови для успішного вирішення цієї проблеми. Більш того, за даними фірми Knutsen O.A.S. Shipping, транспортування стисненого газу (CNG) морем на відстанях 500-3000 мор. миль економічно доцільніше.

Транспортування CNG-газовозами має ще й інші переваги:

- диверсифікація джерел і пунктів отримання газу;
- можливість використання незадіяних офшорних платформ для розвантаження;

- відносно менша вартість інфраструктури для завантаження або розвантаження;
- простота конструкції вантажної системи;
- вищий рівень безпеки, а тому існує можливість зменшення коефіцієнта запасу міцності балонів;
- можливість використання незадіяних контейнеровозів після переобладнання існуючих контейнерів;
- екологічна чистота технологія завантаження/розвантаження;
- використання технології виробництва труб і побудови газопроводів високого тиску (до 25 МПа) для створення балонів великого об'єму і тиску;
- низькі витрати газу з великим парниковим ефектом.

Одним із основних показників балонів для транспортування газу морським шляхом є їх масогабаритний показник (М/V), тобто відношення маси балону до його корисного об'єму. За даними компанії "Інтари" (Росія) виготовлений із високоміцної трубної сталі Х80 балон має цей показник 1,7. Оснащене такими балонами судно місткістю 80 тис. тон зможе перевезти за один рейс до 12 млн. м³ газу. Це вважається добрим показником для компанії, яка видобуває і постачає газ своїми засобами, тому що навіть при ціні 135 \$ за 1000 м³ газу рентабельність її перевезок складатиме більше 10%.

Наші розрахунки [3,4] доводять, що вказаний показник можна значно покращити, застосувавши комбіновані балони – сталевий лейнер з оболонкою із композиційного матеріалу (рис. 1).

Як видно із табл. 1, композиційний матеріал, сформований із скловолокна на епоксидній основі, дозволяє покращати співвідношення М/V в 2,5-2,1 рази та підвищити місткість вантажної системи в 1,5-2 рази, залежно від міцності сталі. Великою перевагою композиційної оболонки є її надійність. Результати випробування засвідчують, що утворення втомної тріщини не викликає руйнування балону. Тріщина утворюється тільки в сталевому корпусі балону, що призводить до спаду тиску з подальшим закриттям тріщини. Тобто газ не повністю викидається в атмосферу, а та частка, що вийшла з балону, просочується крізь стінки оболонки не руйнуючи її.



Рисунок 1 – Комбінований балон – сталевий лейнер з оболонкою із композиційного матеріалу

Мета роботи. Метою роботи є визначення на етапі проектування оптимального співвідношення товщин стінки металевго корпуса та композиційної оболонки, які забезпечать надійну експлуатацію балонів із заданими запасом міцності та довговічністю при циклічних навантаженнях.

Виклад основного матеріалу. Циліндричний, закритий по торцях напівсферичними днищами балон складається із зварного металевго корпуса, виготовленого вальцюванням обичайки, звареної поздовжнім швом, та штампуванням напівсферичних днищ, в одне із яких вварена горловина. Для зменшення ваги, збільшення міцності та довговічності балонів циліндрична частина металевго корпуса підсилена композиційним матеріалом (склопластиком).

Дані для розрахунків:

Внутрішній діаметр корпуса (D), мм	205,0
Робочий (розрахунковий) тиск балона (P_p), МПа	20,0
Розрахункова температура t , °C	60,0
Коефіцієнт запасу міцності за напруженнями в металі (n_σ)	2,8
Коефіцієнт запасу по кількості циклів (n_N)	10,0
Сума прибавок для компенсації ерозії, мінусового допуску на товщину листа, та потоншення при штампуванні (C), мм:	
– для обичайки	0,35
– для днища без горловини	0,85
– для днища із горловиною	0,35
Термін експлуатації (років)	15
Матеріал корпуса (обичайка, днища, горловина) – сталь 30 ХГСА:	
– тимчасовий опір руйнуванню (σ_B), МПа	1100

– границя плинності (σ_T), МПа	1000
– модуль пружності (E), МПа	$2 \cdot 10^5$
– коефіцієнт Пуассона (μ)	0,3

Матеріал підсилюючої композиційної оболонки – однонаправлений склопластик (ровінг ЕС10 1680Н У10), епоксидний зв'язувальний марки КДА-ХІ

– лінійна щільність ровінгу (M), текс	1680
– об'ємна щільність скла (γ), г/см ³	2,56
– тимчасовий опір руйнування склопластику (σ_B), МПа	1100
– модуль пружності склопластику вздовж волокон (E_1), МПа	$0,5 \cdot 10^5$
– додаток на мінусовий допуск на товщину (C), мм	0,2

Розрахунок балону на міцність при статичних навантаженнях

Розрахунок на міцність циліндричної частини корпуса

Розрахункова товщина стінки h_{0p} циліндричної обичайки на руйнівний тиск $P_k = 1,4 \cdot P = 1,4 \cdot 20,0 = 28,0$ МПа, визначається за формулою [5]

$$h_{0p} = \frac{P_k \cdot D}{2 \cdot \sigma_B \cdot \varphi_p - P_k}, \quad (1)$$

де $\varphi_p = 0,9$ – коефіцієнт міцності зварного шва.

$$h_{0p} = \frac{28 \cdot 205}{2 \cdot 1100 \cdot 0,9 - 28} = 2,94 \text{ мм.}$$

З урахуванням додатка $C = 0,35$ мм

$$h_0 = h_{0p} + C = 2,94 + 0,35 = 3,29 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки обичайки $h_{0p} = 3,5$ мм. Під час розрахунку на

міцність додаток $C = 0,35$ мм не враховується, тому розрахунки проводяться за товщини

$$h_{0p} = 3,5 + 0,35 = 3,15 \text{ мм.}$$

Розрахунок на міцність напівсферичних днищ

Розрахункова товщина стінки напівсферичних днищ S_{1p} на руйнівний тиск $P_S = 2,8 \cdot P = 2,8 \cdot 20,0 = 56,0$ МПа, визначається за формулою п. 3.3 [5]

$$S_p = \frac{P_S \cdot R_S}{2 \cdot \sigma_B \cdot \varphi_P - 0,5 \cdot P_S}, \quad (2)$$

де $R_S = 0,5 \cdot D = 0,5 \cdot 205,0 = 102,5$ мм.

Для днищ із ввареною горловиною $\varphi_P = 0,9$; $C = 0,35$ мм.

Отже:

$$S_{1p} = \frac{56,0 \cdot 102,5}{2 \cdot 1100 \cdot 0,9 - 0,5 \cdot 56} = 2,94 \text{ мм,}$$

$$S_p \geq 2,94 + 0,35 = 3,29 \text{ мм,}$$

$$S_1 \geq S_{1p} + C = 2,94 + 0,35 = 3,08 \text{ мм.}$$

Для днищ без горловини $\varphi_P = 1,0$; $C = 0,85$ мм. Таким чином,

$$S_{2p} = \frac{56,0 \cdot 102,5}{2 \cdot 1100 - 0,5 \cdot 56,0} = 2,64 \text{ мм,}$$

$$S_2 \geq S_{2p} + C = 2,64 + 0,85 = 3,49 \text{ мм.}$$

Приймаємо виконавчу товщину стінки днищ $S = 3,5$ мм.

Розрахунок на міцність комбінованої структури стінки балона

Напружений стан у металопластиковому балоні, циліндрична частина металевих корпусу якого підсилена композиційним матеріалом, сформованим кільцевою намоткою стрічки ролінгу із попереднім натягом, характеризується двома станами.

Перший стан характеризується початковими напруженнями, які виникають в композиційній оболонці та металевому корпусі в результаті намотування стрічки склоровінгу з попереднім напруженням (σ_{np}).

Другий стан виникає після прикладання до балона з початковими напруженнями в композиційній оболонці та металевому корпусі навантажень внутрішнім тиском.

Шляхом розрахунків необхідно визначити товщину композиційної оболонки та величину попереднього натягу технологічної стрічки склоровінгу для забезпечення необхідного запасу міцності при руйнуванні металу та композиційного матеріалу.

Рівняння рівноваги при дії внутрішнього тиску (P) в осьовому та кільцевому напрямках для комбінованої конструкції мають вигляд [6]:

$$\sigma_\alpha^0 = \frac{P \cdot R}{2 \cdot h_{0p}};$$

$$\sigma_\beta^0 \cdot h_{0p} + \sigma_1 \cdot h_{1p} = P \cdot R, \quad (3)$$

де $\sigma_\alpha^0, \sigma_\beta^0$ – напруження в осьовому та кільцевому напрямках металевих корпусу,

σ_1 – кільцеві напруження вздовж волокон склопластикової оболонки;

h_{1p} – розрахункова товщина стінки склопластикової оболонки.

Для визначення трьох величин $\sigma_\alpha^0, \sigma_\beta^0$ та σ_1 двох рівнянь (3) недостатньо, тому необхідно скласти третє рівняння – умову сумісності деформацій склопластику та металу.

Зі зростанням тиску в металі корпусу виникають пластичні деформації, а в склопластику пластичні деформації відсутні, тому в процесі деформування $\sigma_\alpha^0 / \sigma_\beta^0 \neq const$. В такому випадку для вирішення пружно-пластичної задачі використовується теорія пластичної плинності [7].

Умова сумісності деформацій металевих та склопластикових оболонок в кільцевому напрямку має вигляд [6]

$$d\sigma_1 / E_1 = \frac{1}{E} \cdot (d\sigma_\alpha^0 - \mu \cdot d\sigma_\beta^0) + \frac{d\sigma_i}{\sigma_i} \cdot (1/E_k - 1/E) \cdot (\sigma_\beta^0 - 0,5 \cdot \sigma_\alpha^0), \quad (4)$$

а в осьовому напрямку умови виконуються автоматично.

В умові (4) σ_i – інтенсивність напружень, E_k – дотичний модуль металу.

Для плоского напруженого стану σ_i визначається за формулою [6]

$$\sigma_i^2 = (\sigma_\alpha^0)^2 - \sigma_\alpha^0 \cdot \sigma_\beta^0 + (\sigma_\beta^0)^2,$$

яка після виключення $\sigma_\alpha^0, \sigma_\beta^0$ за допомогою рівнянь рівноваги набуде вигляду:

$$\sigma_i^2 = \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{P \cdot R}{h_0} \right)^2 - \frac{3 \cdot P \cdot R}{2 \cdot h_0^2} \cdot \sigma_1 \cdot h_1 + \left(\frac{\sigma_1 \cdot h_1}{h_1} \right)^2. \quad (5)$$

Дотичний модуль $E_k = \frac{d\sigma_i}{d\varepsilon_i}$ визначається

за діаграмою $(\sigma_i - \varepsilon_i)$, отриманою у ході випробувань на розтяг плоского зразка металу (ε_i – інтенсивність деформацій).

Криву залежності деформацій від напружень $(\sigma_i - \varepsilon_i)$ моделюємо виразом:

$$\varepsilon_i = \frac{\sigma_i}{E} + 0,002 \cdot \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_t} \right)^a, \quad (6)$$

$$\text{де } a = \frac{\ln(500 \cdot (\varepsilon_b - \frac{\sigma_b}{E}))}{\ln(\frac{\sigma_b}{\sigma_t})},$$

ε_b – деформація руйнування металу.

Із рівняння (6) визначається E_k :

$$E_k = \frac{d\sigma_i}{d\varepsilon_i} = \frac{1}{\frac{1}{E} + 0,002 \cdot \frac{1}{\sigma_i} \cdot \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_t}\right)^{a-1}}. \quad (7)$$

Після виключення σ_α^0 та σ_β^0 із умови сумісності деформацій (4) за допомогою рівнянь (3), та $d\sigma_i$ за допомогою (5) отримаємо розрахункове рівняння:

$$\begin{aligned} \frac{d\sigma_1}{dp} = & \left\{ (2 - \mu) \cdot \sigma_i^2 + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{pR}{h_p} - \frac{h_1}{h_p} \cdot \sigma_1 \right) \times \right. \\ & \times \left(\frac{3 \cdot p \cdot R}{4 \cdot h_p} - \frac{h_1}{h_p} \cdot \sigma_1 \right) \cdot \left(\frac{E}{E_k} - 1 \right) \Big\} \times \\ & \times \left\{ \frac{\sigma_i^2}{E_1 \cdot h_p} \cdot (E \cdot h_p + E_1 \cdot h_1) + \right. \\ & \left. + \frac{h_1}{h_p} \cdot \left(\frac{3 \cdot p \cdot R}{4 \cdot h_p} - \frac{h_1}{h_p} \cdot \sigma_1 \right) \cdot \left(\frac{E}{E_k} - 1 \right) \right\}^{-1} \cdot \frac{R}{2 \cdot h_p}. \end{aligned} \quad (8)$$

Диференціальне рівняння (8) чисельно інтегрується методом Рунге-Кутта із початковою умовою при $P = 0$:

$$\sigma_1 = \sigma_{10}. \quad (9)$$

Величина σ_i визначається із виразу (5).

Початкові напруження в циліндричній частині корпусу, створені попереднім натягом ролінгу при намотуванні визначаються із рівнянь (3) при $P = 0$:

$$\sigma_\alpha^0 = 0; \sigma_\beta^0 = -\sigma_{10} \cdot \frac{h_1}{h_p}. \quad (10)$$

Початкове напруження σ_{10} в напрямку осі волокон композиційного матеріалу визначається за формулою [8]:

$$\sigma_{10} = k \cdot \sigma_{np}, \quad (11)$$

де σ_{np} – напруження в технологічній стрічці у напрямку намотування;

$$k = \frac{1}{\sqrt{1 + E_1 \cdot h_{1p} / E \cdot h_{0p}}} \quad \text{— коефіцієнт}$$

ослаблення напружень у технологічній стрічці після укладання її на металевий корпус.

Напруження σ_{np} розраховується за формулою:

$$\sigma_{np} = \frac{T_0 \cdot \gamma \cdot H_0 \cdot 10^3}{M}, \quad (12)$$

де $T_0 = 100H$ – зусилля натягу при намотуванні з двох бобін;

$H_0 = 0,8$ – об'ємний критерій компоновки.

$$\sigma_{np} = \frac{100,0 \cdot 2,56 \cdot 0,8 \cdot 10^3}{1680} = 121,9 \text{ МПа}.$$

Після розрахунку значення σ_1 та σ_i обчислюємо σ_α та σ_β із рівнянь рівноваги (3):

$$\begin{aligned} \sigma_\alpha &= \frac{P \cdot R}{2 \cdot h_0}, \\ \sigma_\beta &= \frac{P \cdot R}{h_0} - \frac{\sigma_1 \cdot h_1}{h_0}. \end{aligned} \quad (13)$$

Результати розрахунків зведені до табл. 2.

На основі результатів розрахунків можна зробити висновок, що до досягнення величини $h_{1p} = 2,8$ мм руйнування циліндричної частини балону відбувається в результаті досягнення граничної міцності склопластику. Після досягнення величини $h_{1p} = 2,8$ мм руйнування циліндричної частини балону відбувається в результаті досягнення граничної міцності металу.

Виконавчу товщину склопластикової оболонки, з урахуванням додатка на мінусовий допуск, приймаємо $h_1 = h_{1p} + 0,2 = 3,0$ мм.

Таблиця 2 – Залежність величини руйнівного тиску P циліндричної частини балону, напружень σ_α , σ_β , σ_i в металевому корпусі та напруження σ_1 в склопластиковій оболонці від товщини стінки склопластикової оболонки h_{1p}

h_{1p} , мм	P , МПа	σ_α , МПа	σ_β , МПа	σ_i , МПа	σ_1 , МПа
0	38,54	627,0	1254,0	1086	1000
0,2	39,97	650,3	1231	1066	1000
0,4	41,53	675,7	1212	1052	1100
0,6	43,18	702,6	1196,0	1041	1100
0,8	44,89	730,4	1181	1033	1100
1,0	46,63	758,7	1168	1027	1100
1,2	48,38	787,2	1155	1022	1100
1,4	50,13	815,5	1142	1019	1100
1,6	51,86	843,7	1129	1017	1100
1,8	53,57	871,6	1115	1015	1100
2,0	56,26	899,0	1100	1014	1100
2,2	56,92	926,0	1084	1014	1100
2,4	58,54	952,5	1067	1015	1100
2,6	60,14	978,4	1049	1100	1100
2,8	61,46	1000,0	1032	1016	1089

На рис. 2 зображено результати розрахунків напруженого стану циліндричної частини балона при розрахункових товщинах $h_{0p} = 3,15$ мм та $h_{1p} = 2,8$ мм залежно від тиску в балоні.

Із графіків бачимо, що з досягненням руйнівного тиску 58,0 МПа вичерпуються міцнісні параметри склопластику та металу одночасно, тобто комбінована конструкція рівномірна.

Розрахунок балона на циклічну довговічність

Допустиме число циклів навантажень $[N]$ визначається за формулою

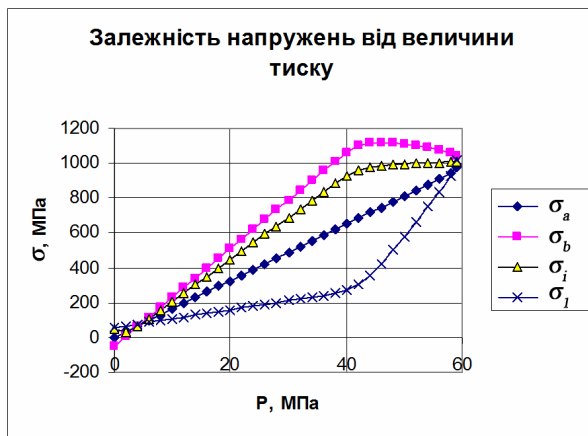


Рисунок 2 – Залежність напружень у металевому корпусі та композиційній оболонці від величини тиску

$$[N] = \frac{1}{n_N} \cdot \left[\frac{A}{\sigma_A^* - \frac{B}{n_\sigma}} \cdot \frac{2300 - t}{2300} \right]^2, \quad (14)$$

де $A = 0,6 \cdot 10^5$ МПа – характеристика матеріалу;

$B = (0,66 \cdot \sigma_B - 0,43 \cdot \sigma_T)$ МПа – характеристика матеріалу.

Амплітуда напружень σ_A^* для плоского напруженого стану визначається за теорією тонкостінних оболонок при лінійному розподілі напружень по товщині стінки

$$\sigma_A^* = \frac{K_\sigma}{2} \cdot \sqrt{(\Delta\sigma_\alpha)^2 - \Delta\sigma_\alpha \cdot \Delta\sigma_\beta + (\Delta\sigma_\beta)^2}, \quad (15)$$

Значення ефективного коефіцієнта концентрації напружень K_σ визначається за формулою

$$K_\sigma = \frac{\rho \cdot \xi}{\varphi}. \quad (16)$$

Розмах коливання осевих та кільцевих напружень $\Delta\sigma_\alpha$ та $\Delta\sigma_\beta$ визначаються як різниці напружень за максимального та мінімального навантаження.

Напруження в циліндричній частині корпусу при циклічних навантаженнях перебувають в межах пружності металу, тому розмах коливань визначаються за формулами:

$$\Delta\sigma_\alpha^0 = \frac{\Delta P \cdot R}{2 \cdot h_p}; \quad (17)$$

$$\Delta\sigma_\beta^0 = \frac{\Delta P \cdot R}{2 \cdot h_p} \cdot \frac{2 \cdot E_0 \cdot h_p + \mu \cdot E_1 \cdot h_{1p}}{E_0 \cdot h_p + E_1 \cdot h_{1p}}, \quad (18)$$

де $R = 0,5 \cdot (D + h_p)$ – радіус кривизни середньої поверхні корпусу.

Розмах напруження $\Delta\sigma$ в напівсферичних днищах визначається за формулою:

$$\Delta\sigma = \frac{\Delta P \cdot R_S}{2 \cdot S_p \cdot \varphi_p}. \quad (19)$$

Розрахунок допустимого числа циклів навантажень циліндричної частини балона

Розрахункові товщини стінок металеві оболонки $h_{0p} = 3,15$ мм та склопластикові оболонки $h_{1p} = 2,8$ мм визначені при розрахунку на міцність при статичних навантаженнях.

Розмах напружень $\Delta\sigma_\alpha^0$ та $\Delta\sigma_\beta^0$ при $P_{\min} = 2,2$ МПа та $P_{\max} = 22$ МПа визначаються за формулами (18) та (19):

$$\Delta\sigma_\alpha^0 = \frac{2\Delta P \cdot R}{2 \cdot h_p};$$

$$\Delta\sigma_\beta^0 = \frac{\Delta P \cdot R}{2 \cdot h_p} \cdot \frac{2 \cdot E_0 \cdot h_p + \mu \cdot E_1 \cdot h_{1p}}{E_0 \cdot h_p + E_1 \cdot h_{1p}}.$$

Коефіцієнт K_σ визначається за формулою (16).

Для циліндричної обичайки з поздовжнім швом коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi = 0,9$, $\rho = 1,1$, для необроблених швів $\xi = 1,0$.

$$K_\sigma = \frac{1,1 \cdot 1,0}{0,9} = 1,22.$$

Амплітуда напружень σ_A^* визначається за формулою (15)

$$\sigma_A^* = \frac{K_\sigma}{2} \sqrt{(\Delta\sigma_\alpha)^2 - \Delta\sigma_\alpha \cdot \Delta\sigma_\beta + (\Delta\sigma_\beta)^2}.$$

За формулою 14 обчислюється допустиме число циклів $[N]$:

$$[N] = \frac{1}{n_N} \cdot \left[\frac{A}{\sigma_A^* - \frac{B}{n_\sigma}} \cdot \frac{2300 - t}{2300} \right]^2.$$

Проводиться перевірка умови міцності

$$U = \frac{N}{[N]} \leq 1. \quad (19)$$

Із результатів розрахунків випливає, що при розрахунковій товщині стінки металеві оболонки $h_{0p} = 3,15$ мм та розрахунковій товщині склопластикові оболонки $h_{1p} = 2,8$ мм:

$$U = \frac{6000}{6018} = 0,997 \leq 1.$$

Умова міцності 10 циліндричної частині балона, підсиленого склопластиком у випадку циклічних навантажень за 15 років виконана.

Розрахунок допустимого числа циклів навантажень напівсферичних днищ

Розрахункова товщина стінки напівсферичних днищ $S_p = 2,64$ мм визначена під час розрахунку на міцність.

Амплітуду напружень визначають за формулою

$$\sigma_A^* = \frac{K_\sigma \cdot \Delta\sigma}{2} \quad (20)$$

Значення ефективного коефіцієнта напружень K_σ визначають за формулою (3):

$$\Delta\sigma = \frac{20,0 \cdot (102,5 + 0,5 \cdot (3,5 - 0,35))}{2 \cdot (3,5 - 0,35) \cdot 0,9} = 367,1 \text{ МПа}$$

Для днища із горловиною
 $\varphi = 0,9, \rho = 1,1, \xi = 1,0$

$$K_\sigma = \frac{1,1 \cdot 1,0}{0,9} = 1,22.$$

Для днища без горловини,
 $\varphi = 1,0, \rho = 1,0, \xi = 1,0$

$$K_\sigma = \frac{1,0 \cdot 1,0}{1,0} = 1,0.$$

Для днища з горловиною $C = 0,35$ мм

$$\Delta\sigma = \frac{20,0 \cdot (102,5 + 0,5 \cdot (3,5 - 0,35))}{2 \cdot (3,5 - 0,35) \cdot 0,9} = 367,1 \text{ МПа}$$

Для днища без горловини $C = 0,95$ мм

$$\Delta\sigma = \frac{20,0 \cdot (102,5 + 0,5 \cdot (3,5 - 0,95))}{2 \cdot (3,5 - 0,95)} = 411,96 \text{ МПа}$$

Амплітуда напружень:

$$\sigma_A^* = \frac{1,22 \cdot 367,1}{2} = 223,93 \text{ МПа};$$

$$\sigma_A^* = \frac{1,0 \cdot 411,96}{2} = 206,0 \text{ МПа}.$$

Розрахунок проводимо за величиною максимальної амплітуди $\sigma_A^* = 223,93 \text{ МПа}$.

Допустиме число циклів навантажень визначається за формулою 14

$$[N] = \frac{1}{10} \cdot \left[\frac{0,45 \cdot 10^5}{22393 - \frac{0,66 \cdot 1100 - 0,43 \cdot 1000}{2,6}} \cdot \frac{2300 - 60}{2300} \right]^2 = 15873 \text{ циклів}.$$

Проводимо перевірку умови міцності 3.19 напівсферичних днищ за 15 років експлуатації балону

$$U = \frac{N}{[N]} = \frac{6000}{15873} = 0,38 \leq 1.$$

Умова міцності 10 за циклічних навантажень напівсферичних днищ за 15 років виконана.

Висновки

Отже, в результаті проведених розрахунків елементів балона (циліндричної частини та напівсферичних днищ) встановлено, що умови міцності за циклічних навантажень металопластикового балона на встановлений термін експлуатації 15 років виконані. Довговічність конструкції металопластикових балонів складає не менше 25 років, що відповідає термінам експлуатації сучасних суден-контейнеровозів, а показники масової досконалості балонів ($M/V = 0,65 \text{ кг/л}$) дають змогу збільшити об'єми вантажної системи газозовів та підвищити їх ефективність і екологічну безпеку.

Література

- 1 Карп І. М. Стан і перспективи розвитку нафтогазового комплексу України / І. М. Карп, Д. О. Єгер, Ю. О. Зарубін [та ін.]. – К.: Наук. думка, 2006. – 310 с.
- 2 Кириллов Н. Х. Проблемы экологии автомобильного транспорта России / Н. Х. Кириллов // АГЗК + АТ. – 2007. – № 2. – С. 68-72.
- 3 Крижанівський Є. І. Конструювання CNG-модуля для транспортування природного газу суднами-контейнеровозами / Є. І. Крижанівський, В. І. Артим, О. М. Мандрик, М. М. Савицький // Нафтогазова енергетика. – 2012. – № 1 (17). – С. 28-34.
- 4 Мандрик О. М. Аналіз методів зміцнення замкнутих ємностей для безпечного транспортування природного газу / О. М. Мандрик, О. М. Савицький, В. І. Артим // Наукові нотатки: міжвузівський збірник. – Луцьк: Луцьк. держ. техн. ун-т, 2013. – Вип. 40. – С. 176-186.
- 5 ГОСТ 14249-89 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 79 с.
- 6 Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій: під заг. ред. В. В. Панасюка. – Львів: Національна академія наук України. Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка, 2004. – 912 с.
- 7 Айнбиндер А. Б. Расчет магистральных и промысловых трубопроводов на прочность и устойчивость / А. Б. Айнбиндер – М.: Недра, 1991. – 288 с.
- 8 Алексюк М. М. Метод прогнозирования прочности конструкций / М. М. Алексюк // Надежность и долговечность машин и сооружений. – 1990. – Вип. 18. – С. 64-70.

Стаття надійшла до редакційної колегії
 15.05.14

Рекомендована до друку
 професором Семчуком Я.М.
 (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
 д-ром техн. наук Савицьким М.М.
 (ІЕЗ ім. О.С.Патона НАН України, м. Київ)